

Е.Я.Соколов Н.М.Зингер

СТРУЙНЫЕ АППАРАТЫ

3-е издание, переработанное



МОСКВА ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ 1989

BEST AVAILABLE COPY

На рис. 8.1 приведены результаты расчета характеристики струйного аппарата. Расчет основных сечений аппарата

$$G_p = G_r / u_r = 30 / 1 = 30 \text{ кг/с} = 108 \text{ т/ч.}$$

Выходное сечение рабочего сопла по (5.30)

$$f_{p1} = \frac{30}{0.95} \sqrt{\frac{0.001}{2 \cdot 10^6}} = 707 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2 = 707 \text{ мм}^2.$$

Диаметр выходного сечения рабочего сопла

$$d_1 = 1,13 \sqrt{707} = 30 \text{ мм.}$$

Сечение камеры смешения

$$f_3 = 0,9 \cdot 707 = 4878 \text{ мм}^2.$$

Диаметр камеры смешения

$$d_3 = 1,13 \sqrt{4878} = 79 \text{ мм.}$$

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

ПАРОВОДАЯНЫЕ ИНЖЕКТОРЫ

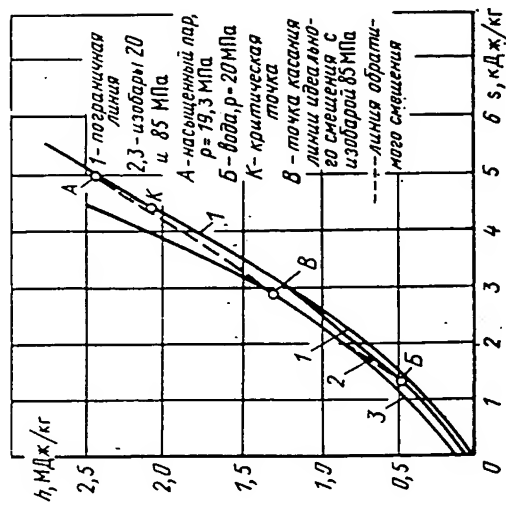
9.1. Особенности процесса в пароводяном инжекторе

В пароводяных инжекторах осуществляется повышение давления жидкости за счет кинетической энергии струи пара, который в процессе смешения с жидкостью полностью конденсируется в ней. Особенностью этого процесса в отличие от процессов в других типах струйных аппаратов является возможность при определенных условиях повышения давления инжектируемой воды до значения, превышающего давление рабочего пара. Благодаря этому пароводяные инжекторы еще со средних XIX в. получили широкое распространение в качестве питательных насосов для небольших котельных и паровозов. Низкий КПД этих аппаратов при этом не имел значения, так как теплота рабочего пара с питательной водой возвращалась в котел. Как показал проведенный анализ [48], при обратном смешении давление смешанного потока в принципе может быть выше давления любого из взаимодействующих потоков только в том случае, когда прямая обратного смешения в h , s -диаграмме, соединяющая точки начального состояния взаимодействующих сред, проходит в области более высоких изобар по сравнению с изобарами начального состояния взаимодействующих сред. В струйных аппаратах при наличии обратных потерь на удар при взаимодействии потоков с различными скоростями имеет место увеличение энтропии смешанного потока по сравнению с обратным смешением, что приводит к снижению давления смешанного потока (см. рис. 2.3).

Применительно к пароводяным инжекторам реализованная на практике возможность получения давления, превышающего давле-

Рис. 9.1. Схематическое изображение в h , s -диаграмме процесса обратного смешения в пароводяном инжекторе:

1 — пограничная кривая ($x=0$);
2, 3 — изобары 20 и 85 МПа;
А — насыщенный пар, $p=20$ МПа ($x=1$); Б — вода, $p=20$ МПа; К — критическая точка;
В — точка касания обратного смешения изобар 85 МПа; штриховая линия — линия обратного смешения



ние взаимодействующих сред, следует из баланса работы, получаемой при расширении рабочего пара и сжатии инжектируемой воды в идеальной системе турбина — насос.

При расширении 1 кг пара от давления p_p до давления инжектируемой воды p_n и сжатии u кг воды от давления p_n до p_c этот баланс выразится уравнением

$$\frac{k}{k-1} p_p v_p \left[\left(\frac{p_p}{p_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = (p_c - p_n) v_n (u + 1).$$

Минимальное значение u должно обеспечить полную конденсацию рабочего пара.

Ниже приведены рассчитанные по представленному выше уравнению значения p_c при параметрах рабочего пара $p_p = 1$ МПа, $t_p = 200$ °C ($v_p = 0,21 \text{ м}^3/\text{кг}$) и параметрах инжектируемой воды $p_n = 0,1$ МПа, $t_n = 10$ °C ($v_n = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$) при различных значениях u :

u	...	20	50	100
p_c , МПа	...	30,5	12,5	6,3

В h , s -диаграмме линия идеального смешения в пароводяном инжекторе в области жидкой фазы пересекает изобары значительно более высоких давлений, чем начальные давления пара и воды, как это схематически * показано на рис. 9.1.

На практике для получения максимального давления после инжектора при имеющихся место в струйных аппаратах неизбежных потерях на удар и на трение производилась тщательная доводка проточной части инжектора эмпирическим путем.

* В действительности рабочий пар расширяется до более низкого давления, соответствующего температуре его конденсации.

разработки оптимальной формы проточной части. Была разработана методика расчета парового инжектора простейшей формы (с цилиндрической камерой смешения) и были сопоставлены результаты расчета по этой методике с результатами экспериментального исследования такого инжектора (рис. 9.3). Ниже приведены результаты этого исследования.

9.2. Вывод основных уравнений и расчётное исследование режимов работы инжектора

Процесс в инжекторе с цилиндрической камерой смещения (см. рис. 9.3) можно схематически представить следующим образом. Струя рабочего пара, выходящая из сопла, расположенного на некотором расстоянии от цилиндрической камеры смещения, при достаточной разности температур пара и воды конденсируется в инжектируемой воде до поступления в камеру смещения, повышая температуру инжектируемой воды до t_c и сообщая ей определенную скорость. Это представление хорошо согласуется с опубликованными в [29, 30] теоретическими и экспериментальными исследованиями конденсации струи пара в пространстве, заполненном жидкостью.

При поступлении воды в камеру смешения ограниченного сечения скорость воды возрастает, а давление ее соответственно снижается от p_1 до p_2 . Если p_2 больше давления насыщенного пара при температуре t_c , то в камере смешения движется жидкость и процесс в камере смешения и диффузоре аналогичен процессу в водоструйном насосе. В этом случае в камере смешения происходит повышение давления до p_3 за счет выравнивания профиля скоростей, имеющего в начале камеры смешения значительную неравномерность. Затем в диффузоре давление воды повышается до p_c . При этом режимные или конструктивные факторы оказывают на характеристику пароводяного инжектора такое же влияние, как и на характеристику водоструйного насоса.

Существенные отличия наступают при малых коэффициентах инжекции. При снижении расхода инжектируемой воды и неизменном расходе рабочего пара температура воды повышается до величины, соответствующей температуре насыщения при давлении в камере сгорания, и наступает срыв работы инжектора из-за недостатка воды для конденсации всего поступающего рабочего пара. Этот режим определяет минимальный коэффициент инжекции μ_{\min} .

При увеличении коэффициента инжекции, когда расход инжектируемой воды в результате снижения противодавления увеличивается, температура воды в камере смешения падает. Одновременно из-за увеличения скорости воды в камере смешения снижается давление воды. При увеличении расхода инжектируемой воды до определенной величины давление p_2 во входном сечении камеры смешения понижается до давления насыщения при температуре нагретой воды t_c . Последующее снижение противодавления не приводит к увеличению

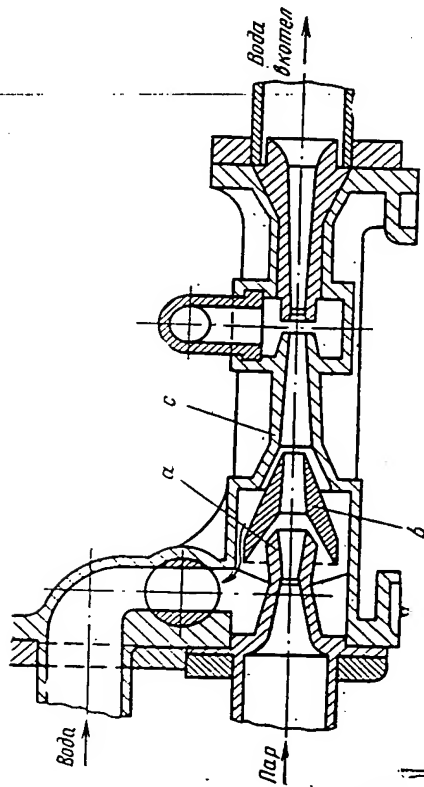


Рис. 9.2. Конструкция пароподогревателя, предназначенного для подачи питательной воды в котел

В последнее время в связи с разработкой магнитогидродинамического способа получения электроэнергии, а также тепловых циклов с новыми рабочими телами усилился интерес к применению в этих установках инжекторов в качестве струйных конденсаторов и насосов. Появились многочисленные исследования этих аппаратов, направленные на повышение их КПД путем снижения потерь в элементах проточной части инжектора, изучения условий их запуска и т. д. Многие из этих работ обобщены в [3, 30]. Достаточно сложные конструкции промышленных инжекторов подробно описаны в [4, 50]. Во всех конструкциях подвод инжектируемой воды осуществляется через узкую кольцевую щель, окружающую рабочее солено, с тем чтобы вода поступала в камеру смешения с большой скоростью, направленной параллельно скорости рабочего пара, поступающего из расположенного на оси инжектора центрального сопла Лаваля. Камера смешения имеет, как правило, коническую форму (рис. 9.2). При проведении исследований пароводяных инжекторов во ВТИ не ставилась задача

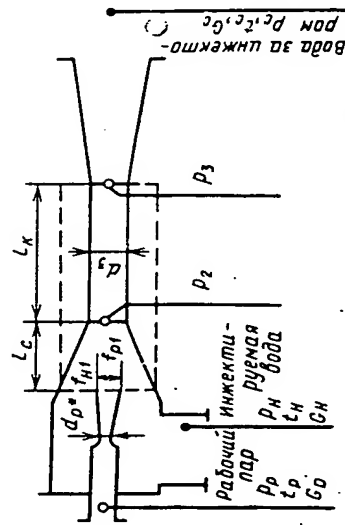


Рис. 9.3. Схема пароводяного инжектора с цилиндрической камерой смешения

расхода воды, так как дальнейшее падение давления в камере смешения невозможно и, следовательно, не может увеличиться перепад давлений $p_n - p_2$, определяющий расход инжектируемой воды. Попадание противодавления в этом случае приводит лишь к искланию режиму водоструйного насоса. Вскипание воды в камере смешения обуславливает, таким образом, максимальный (предельный) коэффициент инжекции $i_{\text{макс}}$. Следует отметить, что именно этот режим является рабочим для питательных инжекторов. Он позволяет объяснить обнаруженную из опытов независимость производительности инжектора от противодавления при работе на кавитационном режиме.

Ниже приводится вывод основных расчетных уравнений для пароводяного инжектора с простейшей цилиндрической формой камеры смешения.

9.2.1. Уравнение характеристики

Уравнение импульсов для контура, обведенного пунктиром (см. рис. 9.3), можно написать в следующем виде:

$$\varphi_2 (G_p \omega_{p1} + G_n \omega_{n1}) - (G_p + G_n) \omega_3 = \int_{f_1}^{f_1 + f_{n1}} p df - p_{p1} f_{p1} - p_{n1} f_{n1}, \quad (9.1)$$

где p_{p1} — давление пара в выходном сечении рабочего сопла; ω_{p1} — действительная скорость пара в выходном сечении сопла; $\omega_{p1} = \varphi_1 (\omega_{p1})_a$; $(\omega_{p1})_a$ — скорость пара при адиабатном истечении; ω_{n1} — скорость инжектируемой воды в кольцевом сечении f_{n1} в плоскости выходного сечения сопла; ω_3 — скорость воды в конце камеры смешения.

Примем следующие допущения:

1) сечение f_{n1} в плоскости выходного сечения сопла настолько велико, что скорость инжектируемой воды ω_{n1} в этом сечении близка к нулю ($p_{n1} = p_n$) и количеством движения инжектируемой воды $G_n \omega_{n1}$ по сравнению с количеством движения рабочего пара $G_p \omega_{p1}$ можно пренебречь;

2) сечение приемной камеры в плоскости выходного сечения рабочего сопла $f_{p1} + f_{n1}$ значительно превышает сечение цилиндрической камеры смешения f_3 . Снижение давления от p_n до p_2 происходит в основном в конце входного участка камеры смешения при f , близких к f_3 , благодаря чему можно считать

$$\int_{f_1}^{f_1 + f_{n1}} p df = p_n (f_{p1} + f_{n1} - f_3). \quad (9.2)$$

При этих условиях (9.1) принимает вид

$$\varphi_2 G_p \omega_{p1} - (G_p + G_n) \omega_3 = p_n (f_3 - f_{p1}) - p_{p1} f_{p1}. \quad (9.3)$$

Скорость воды в конце камеры смешения

$$\omega_3 = \frac{G_p + G_n}{f_3} v_c.$$

Давление воды в конце камеры смешения

$$p_3 = p_c - \varphi_3^2 \frac{\omega_3^2}{2v_c}. \quad (9.4)$$

Поставив эти значения ω_3 и p_3 в (9.3) и разделив все члены на $p_n f_3$, получим

$$\frac{\Delta p_c}{p_n} = \frac{p_{p1}}{p_p} \frac{p_p}{p_n} \frac{f_{p1}}{f_3} + \frac{\varphi_2}{f_3} \frac{G_p \omega_{p1}}{p_n f_3} + \varphi_3^2 \frac{(G_p + G_n)^2 v_c}{2 f_3^2 p_n} - \frac{(G_p + G_n)^2 v_c}{f_3} \frac{f_{p1}}{f_3}. \quad (9.5)$$

Как известно, $p_{p1}/p_p = \Pi_{p1}$; $\omega_{p1} = \varphi_1 a_{p*} \lambda_{p1}$. Согласно (2.43а)

$$G_p = \frac{k_p p_p \Pi_{p*} f_{p*}}{a_{p*}}.$$

Подставляя эти выражения в (9.5), получаем

$$\frac{\Delta p_c}{p_n} = \left(\Pi_{p1} \frac{p_p}{p_n} - 1 \right) \frac{f_{p1}}{f_3} + \varphi_1 \varphi_2 \frac{\lambda_{p1} k_p \Pi_{p*} f_{p*}}{p_n f_3} - (1 - 0,5 \varphi_3^2) \frac{k_p^2 p_p^2 v_c}{a_{p*}^2 p_n} \left(\frac{f_{p*}}{f_3} \right)^2 (1 + u)^2, \quad (9.6)$$

или с учетом того, что

$$\Pi_{p*}^2 = \left(\frac{1}{k_p + 1} \right)^{2k_p/k_p - 1} \text{ и } a_{p*}^2 = 2 \frac{k_p}{k_p + 1} p_p v_p, \\ \frac{\Delta p_c}{p_n} = \left(\Pi_{p1} \frac{p_p}{p_n} - 1 \right) \frac{f_{p1}}{f_3} + \frac{K_1}{\varphi_3} k_p \Pi_{p*} \lambda_{p1} \frac{p_p}{p_n} \frac{f_{p*}}{f_3} - (1 - 0,5 \varphi_3^2) \times \\ \times \frac{k_p^2 p_p^2 \left(\frac{2}{k_p + 1} \right)^{2k_p/k_p - 1} v_c}{2 \frac{k_p}{k_p + 1} p_p v_p p_n} \left(\frac{f_{p*}}{f_3} \right)^2 (1 + u)^2. \quad (9.7)$$

Разделив обе части на p_p/p_n и произведя возможные упрощения, получим

$$\frac{\Delta p_c}{p_p} = \left(\Pi_{p1} - \frac{p_n}{p_p} \right) \frac{f_{p1}}{f_3} + \frac{K_1}{\varphi_3} k_p \Pi_{p*} \lambda_{p1} \frac{f_{p*}}{f_3} - (1 - 0,5 \varphi_3^2) k_p \left(\frac{2}{k_p + 1} \right)^{k_p + 1/k_p - 1} \frac{v_c}{v_p} \left(\frac{f_{p*}}{f_3} \right)^2 (1 + u)^2. \quad (9.8)$$

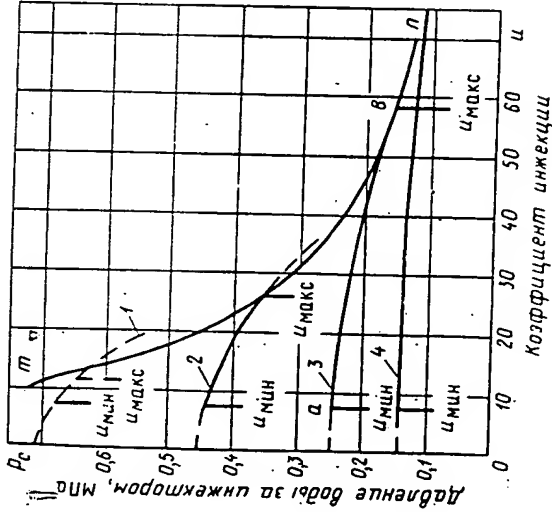


Рис. 9.4. Расчетные характеристики пароводяного инжектора ($p_p = 0,6$ МПа; $p_n = 80$ кПа):
1 — 4 — характеристики инжектора по (9.10) при f_s/f_p соответственно 1,0; 1,8; 4,0 и 10,0;
u мин — предельные коэффициенты инжекции по (9.14);
u ин — достижимые коэффициенты инжекции по (9.18)

В случае, если давление пара в выходном сечении сопла равно давлению инжектируемой воды ($p_{p1} = p_n$), $p_{p1} = p_n/p_p$ и (9.8) принимает вид

$$\frac{\Delta p_c}{p_p} = \frac{K_1}{q_3} k_p \Pi_{p*} \lambda_{p1} \frac{f_{p*}}{f_s} - (1 - 0,5\varphi_3^2) k_p \times \times \left(\frac{2}{k_p + 1} \right)^{k_p + 1/k_p - 1} \frac{v_c}{v_p} \left(\frac{f_{p*}}{f_s} \right)^2 (1 + u)^2. \quad (9.9)$$

Из (9.8) давление после инжектора

$$p_c = p_p \left[\Pi_{p1} \frac{f_{p1}}{f_s} + \frac{K_1}{q_3} k_p \Pi_{p*} \lambda_{p1} \frac{f_{p*}}{f_s} - (1 - 0,5\varphi_3^2) k_p \times \times \left(\frac{2}{k_p + 1} \right)^{k_p + 1/k_p - 1} \frac{v_c}{v_p} \left(\frac{f_{p*}}{f_s} \right)^2 (1 + u)^2 \right] + \left(1 - \frac{f_{p1}}{f_s} \right) p_n. \quad (9.10)$$

Когда выходное сечение сопла близко к значению сечения камеры смещения, давление после инжектора, как видно из (9.10), не зависит от давления инжектируемой воды.

На рис. 9.4 представлены характеристики, рассчитанные по (9.10) при: одних и тех же давлениях рабочего пара и инжектируемой воды и различных f_s/f_{p*} . Как видно из этого графика, отношение сечений оказывает на характеристики пароводяного инжектора такое же влияние, как и на характеристики других типов струйных аппаратов (пароструйных компрессоров, водоструйных насосов): увеличение f_s/f_{p*} приводит к увеличению коэффициента инжекции и снижению давления воды после инжектора p_c .

9.2.2. Предельные режимы пароводяного инжектора

Как уже отмечалось, в пароводяном инжекторе максимальный и минимальный коэффициенты инжекции ограничиваются условиями вскипания воды в камере смещения. Вскипание воды в камере смещения p_2 станет ниже давления насыщения (кавитации) p при температуре воды в камере смещения $t_k = t_c$. Оба эти давления (p_k и p_2) зависят при заданных параметрах рабочего пара и инжектируемой воды и размерах инжектора от коэффициента инжекции u .

Температура воды в камере смещения определяется из теплового баланса

$$t_k = \frac{h_p + u c_n t_n}{(1 + u) c_n}, \quad (9.11)$$

где c_n — теплоемкость инжектируемой жидкости.

При этой температуре по таблицам насыщенного пара определяется соответствующее значение p_k . Давление воды в начале цилиндрической камеры смещения p_2 зависит от скорости, которую получит масса инжектируемой воды до поступления в камеру смещения в результате обмена импульсами между инжектируемой и рабочей средами. Если считать, что после конденсации рабочего пара образуется струя рабочей жидкости, движущаяся с очень большой скоростью и занимающая вследствие этого весьма малое сечение, а также что основной обмен импульсами между этой струей и инжектируемой водой происходит в цилиндрической камере смещения, то средней скоростью, которую приобретает инжектируемая вода при давлении p_n , можно пренебречь. В этом случае давление воды в начале камеры смещения может быть определено по уравнению Бернулли

$$p_2 = p_n - \frac{\omega_2^2}{2v_n}, \quad (9.12)$$

которое после подстановки

$$\omega_2 = \frac{G_p + G_n}{f_s} v_n = \frac{G_p v_n}{f_s} (1 + u)$$

запишется как

$$p_2 = p_n - \frac{G_p^2 v_n}{2f_s^2} (1 + u)^2.$$

Подставив значение G_p^2 из (2.43а), получим

$$p_2 = p_n - k_p \left(\frac{2}{k_p + 1} \right)^{k_p + 1/k_p - 1} \frac{p_p}{v_p} \frac{v_n}{2} \left(\frac{f_{p*}}{f_s} \right)^2 (1 + u)^2,$$

или

$$\frac{p_2}{p_p} = \frac{p_n}{p_p} - \frac{k_p}{2} \left(\frac{2}{k_p + 1} \right)^{k_p + 1/k_p - 1} \left(\frac{f_{p*}}{f_s} \right)^2 \frac{v_n}{v_p} (1 + u)^2. \quad (9.13)$$

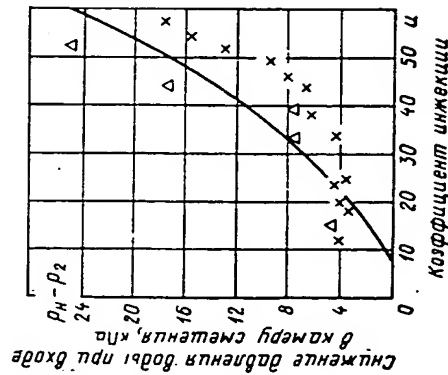


Рис. 9.5. Зависимость падения давления воды при входе в камеру смещения от коэффициента инжекции:
 $P_n = 0.8$ МПа; $f_3/f_{p*} = 10.0$; — расчет, — по (9.13); опытные точки: X — при $P_n = 80$ кПа; Δ — при $P_n = 60$ кПа

Как показали измерения давления в начале камеры смещения, расчет P_2 по этому уравнению дает значения, близкие к опытам (рис. 9.5).

При повышенной температуре инжектируемой воды конденсация рабочего пара происходит менее интенсивно, чем при истечении пара в холодную воду. При этом процесс конденсации может не завершиться в приемной камере и некоторая часть входного сечения камеры смещения будет заполнена неконденсировавшимся рабочим паром. Следовательно, остается для прохода инжектируемой воды, уменьшится и соответственно уменьшится расчетный коэффициент инжекции.

На рис. 9.6 представлены расчетные зависимости P_k и P_2 от коэффициента инжекции u при различных давлениях и температурах инжектируемой воды для инжекторов с различным отношением сечений f_3/f_{p*} . По этим графикам легко установить предельные коэффициенты инжекции для заданных условий работы инжектора. Так, для инжектора с отношением сечений $f_3/f_{p*} = 4$ при давлении рабочего пара $P_p = 0.6$ МПа, давлении инжектируемой воды $P_n = 80$ кПа и ее температуре $t_n = 20^\circ\text{C}$ кривые $P_k = f(u)$ и $P_2 = f(u)$ пересекаются в двух точках: а и б. Первая из них отвечает минимальному коэффициенту инжекции $u_{\min} = 8$, вторая — максимальному коэффициенту инжекции $u_{\max} = 57$. Между этими двумя значениями u имеем $P_2 > P_k$, поэтому в камере смещения и диффузоре протекает вода и характеристика инжектора описывается уравнением (9.10). Предельные коэффициенты инжекции обозначены на соответствующей характеристике инжектора на рис. 9.4. При максимальном коэффициенте инжекции $u_{\max} = 57$ давление после инжектора составляет 0,16 МПа, повышение давления инжектируемой воды составляет $\Delta P_c = 80$ кПа. При минимальном коэффициенте инжекции $u_{\min} = 8$ давление воды после инжектора $P_c = 0.25$ МПа, повышение давления воды в инжекторе $\Delta P_c = 0.17$ МПа.

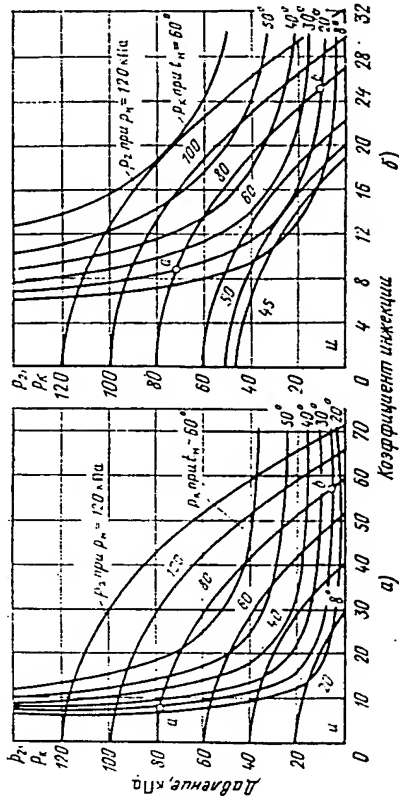
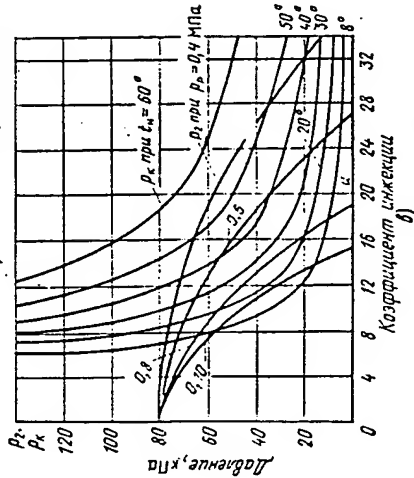


Рис. 9.6. Зависимости давления воды в начале камеры смешения P_2 и давления насыщенного пара P_k при температуре воды в камере смещения t_n от коэффициента инжекции u при различных условиях работы инжектора:

а — $f_3/f_{p*} = 4.0$, $P_p = 0.6$ МПа, $t_p = 240^\circ\text{C}$, $P_n = \text{var}$, $t_n = \text{var}$; б — $f_3/f_{p*} = 1.8$, $P_p = 0.6$ МПа, $t_p = 240^\circ\text{C}$, $P_n = \text{var}$, $t_n = \text{var}$; в — $f_3/f_{p*} = 1.8$, $P_n = 80$ кПа, $P_p = \text{var}$, $t_n = \text{var}$



Для инжектора с меньшим отношением сечений $f_3/f_{p*} = 1.8$ при тех же условиях кривые $P_2 = f(u)$ согласно (9.13) идут круче, т. е. при том же u значение P_2 будет меньше. Это приводит к тому, что u_{\min} , как видно из рис. 9.6, б (точка а), немного возрастает (от 8 до 9, а u_{\max} (точка б) значительно снижается (с 57 до 25). Диапазон коэффициентов инжекции, при которых возможна работа инжектора, значительно сужается при уменьшении отношения сечений f_3/f_{p*} (см. рис. 9.4). Однако при этом давление воды после инжектора возрастает: при максимальном коэффициенте инжекции $P_c = 0.36$ МПа (повышение давления $\Delta P_c = 0.28$ МПа), при минимальном коэффициенте инжекции $P_c = 0.44$ МПа ($\Delta P_c = 0.36$ МПа).

При дальнейшем уменьшении отношения сечений f_3/f_{p*} диапазоны между u_{\min} и u_{\max} еще больше сокращаются, и, наконец, при определенном отношении сечений f_3/f_{p*} оба значения u совпадают. Работа инжектора при дальнейшем снижении f_3/f_{p*} невозможна.

Как видно из рис. 9.6, а, при $p_p = 0,6$ МПа и $f_3/p_* = 4$ минимальное давление инжектируемой воды p_n , при котором возможна работа инжектора, составляет:

Температура воды, °С	20	40	60
Давление воды, кПа	23	41	72

При тех же условиях и меньшем отношении сечений $f_3/f_{p*} = 1,8$ (см. рис. 9.6, б) температуре $t_n = 20$ °С отвечает значение $(p_n)_{\min} = 40$ кПа, при $t_n = 40$ °С — значение $(p_n)_{\min} = 77$ кПа, при $t_n = 60$ °С — значение $(p_n)_{\min} = 0,12$ МПа. При неизменных давлениях p_n и температуре t_n инжектируемой воды увеличение давления рабочего пара p_p до определенного значения $(p_p)_{\max}$ приводит к срыву работы инжектора. Так, при $f_3/f_{p*} = 1,8$, давлении инжектируемой воды $p_n = 80$ кПа и ее температуре $t_n = 20$ °С срыв работы инжектора наступает при повышении давления рабочего пара p_p до 0,96 МПа (см. рис. 9.6, в), а при $t_n = 40$ °С давление рабочего пара не может быть поднято выше 0,65 МПа. Зависимости предельных коэффициентов инжекции от основного геометрического параметра инжектора f_3/f_{p*} а также от условий работы (p_p , p_n , t_n) представлены на рис. 9.7 и 9.8.

Предельные коэффициенты инжекции можно определить и аналитически, не прибегая к построениям, изображенным на рис. 9.6. Из (9.13)

$$\begin{aligned} u_{пр} = & \sqrt{\frac{2}{k} \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{f_3}{f_{p*}}} \times \\ & \times \sqrt{\frac{p_n - p_k}{p_p}} \sqrt{\frac{v_p}{v_n}} - 1. \end{aligned} \quad (9.14)$$

Это уравнение решается методом подбора: при произвольном значении u определяется t_k по (9.11); находится по таблицам насыщенного пара соответствующее значение p_k и по уравнению (9.14) — $u_{пр}$. Если это значение не совпадает с исходным, расчет повторяется. Таким путем определяются предельные коэффициенты инжекции u_{\min} и u_{\max} .

9.2.3. Достижимые коэффициенты инжекции

Для того чтобы определить достижимый коэффициент инжекции при заданных условиях работы инжектора: параметрах рабочего пара p_p и t_p , параметрах инжектируемой воды p_n и t_n и требуемом давлении воды после инжектора, следует решить совместно уравнение характеристики (9.8) и уравнение предельного коэффициента инжекции (9.14).

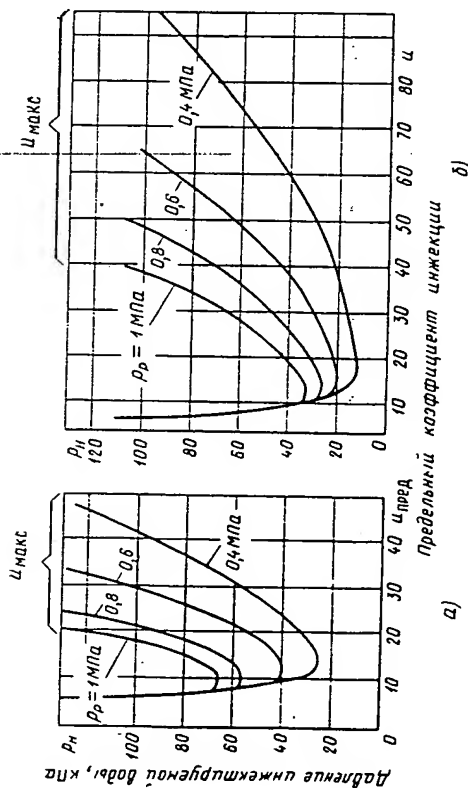


Рис. 9.7. Предельные коэффициенты инжекции пароводяных инжекторов: $u_p = 2933$ кДж/кг = const; а — $f_3/f_{p*} = 1,8$, $t_n = 8$ °С; б — $f_3/f_{p*} = 4,0$, $t_n = 18$ °С

Как показывает сопоставление рис. 9.6, а и б, снижение давления инжектируемой воды при неизменной ее температуре ($t_n = \text{const}$) приводит к сокращению рабочего диапазона инжектора, так как при этом сближаются значения u_{\max} и u_{\min} . К аналогичному эффекту приводит повышение давления рабочего пара, что видно из рис. 9.6, в.

При определенном минимальном значении p_n или максимальном значении p_p кривые $p_k = f(u)$ и $p_2 = f(u)$ пересекаются в одной точке: u_{\min} и u_{\max} совпадают. При дальнейшем снижении p_n или увеличении p_p работа инжектора невозможна.

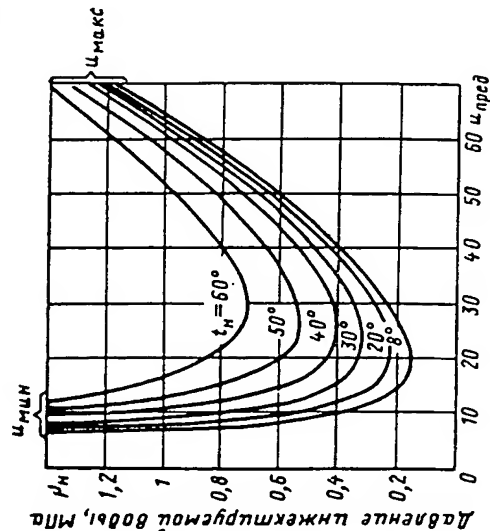


Рис. 9.8. Предельные коэффициенты инжекции пароводяного инжектора при различных температурах инжектируемой воды t_n : $p_p = 0,6$ МПа; $t_p = 240$ °С; $f_3/f_{p*} = 4,0$

Уравнение (9.8) может быть представлено в следующем виде:

$$\frac{\Delta p_c}{p_p} = \frac{f_{p*}}{f_s} \left[\left(\frac{p_{p1}}{p_p} - \frac{p_n}{p_p} \right) \frac{f_{p1}}{f_{p*}} + \frac{K_1}{\varphi_3} k_p \Pi_{p*} \lambda_{p1} \right] - (1 - 0,5\varphi_3^2) k_p \left(\frac{2}{k_p + 1} \right)^{k_p + 1/k_p - 1} \frac{v_c}{v_p} \left(\frac{f_{p*}}{f_s} \right) (1 + u)^2.$$

На основе (9.14)

$$\frac{f_s}{f_{p*}} = \sqrt{\frac{k_p}{2} \left(\frac{2}{k_p + 1} \right)^{k_p + 1/k_p - 1}} \sqrt{\frac{p_p}{p_n - p_k}} \sqrt{\frac{v_n}{v_p} (1 + u)}. \quad (9.15)$$

После соответствующих преобразований получаем

$$\Delta p_c = C \frac{\sqrt{p_n - p_k}}{1 + u} - (2 - \varphi_3^2) (p_n - p_k), \quad (9.16)$$

где

$$C = \sqrt{\frac{2}{k_p} \left(\frac{k_p + 1}{2} \right)^{k_p + 1/k_p - 1}} \left[\left(\frac{p_{p1}}{p_p} - \frac{p_n}{p_p} \right) \times \frac{f_{p1}}{f_{p*}} + \frac{K_1}{\varphi_3} k_p \Pi_{p*} \lambda_{p1} \right] \sqrt{\frac{v_p}{v_n}} p_p. \quad (9.17a)$$

В случае, когда рабочее сопло рассчитано из условия, что давление в выходном сечении равно p_n , что соответствует $\Pi_{p1} = p_{p1} = p_n/p_p$, выражение для C принимает вид

$$C = \sqrt{\frac{2}{k_p} \left(\frac{k_p + 1}{2} \right)^{k_p + 1/k_p - 1}} \frac{K_1}{\varphi_3} k_p \Pi_{p*} \lambda_{p1} \sqrt{\frac{v_p}{v_n}} p_p.$$

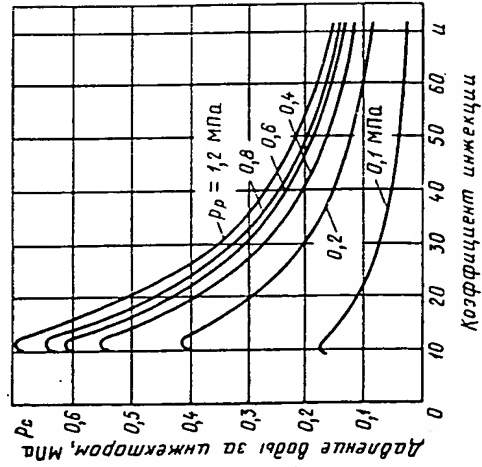


Рис. 9.9. Достижимые коэффициенты инжекции при различных давлениях рабочего пара

$p_p = 80$ кПа; $t_n = 20^\circ \text{C}$

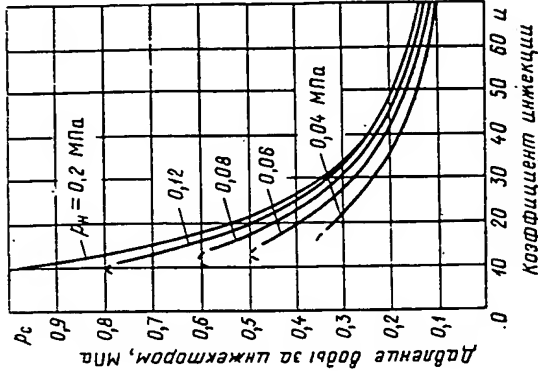


Рис. 9.10. Достижимые коэффициенты инжекции при различных давлениях инжектируемой воды p_n : $p_p = 0,6$ МПа; $t_n = 20^\circ \text{C}$

С учетом того, что

$$\Pi_{p*} = \left(\frac{2}{k_p + 1} \right)^{k_p/k_p - 1},$$

получаем

$$C = \frac{2K_1}{\varphi_3} \sqrt{\frac{k_p}{k_p + 1}} \sqrt{\frac{v_p}{v_n}} p_p \lambda_{p1}. \quad (9.17b)$$

Из (9.16) достижимый коэффициент инжекции

$$u = \frac{C \sqrt{p_n - p_k}}{\Delta p_c + (2 - \varphi_3^2) (p_n - p_k)} - 1. \quad (9.18)$$

На рис. 9.9—9.11 представлены результаты расчетов по (9.18) достижимых коэффициентов инжекции при различных давлениях инжекции рабочего пара, а также различных давлениях и температурах инжектируемой воды.

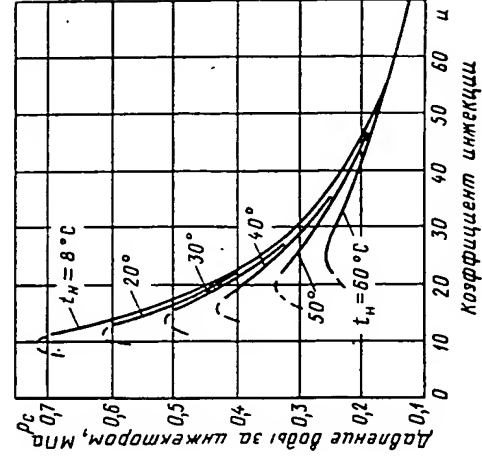


Рис. 9.11. Достижимые коэффициенты инжекции при различных температурах инжектируемой воды t_n :

$p_p = 0,6$ МПа; $p_n = 80$ кПа

Для каждого режима имеется определенный минимальный коэффициент инжекции, при котором достигается максимальное давление воды в инжекторе p_c . Как видно из приведенных графиков, к увеличению u и p_c приводят увеличение p_p и p_n и понижение t_n .

Кривая достижимых коэффициентов инжекции приведена также на рис. 9.4. Характеристики инжекторов с различными отношениями сечений касаются этой кривой в точках, где наступает предельный режим инжектора ($u = u_{\max}$).

9.2.4. Основной геометрический параметр инжектора

Значение f_3/f_{p*} , позволяющее получить достижимый по (9.18) коэффициент инжекции, определяется по (9.15). Это уравнение решается однозначно: заданному u соответствуют определенные значения t_k и p_k .

Пример 9.1. Рассчитать инжектор для следующих условий: инжектируемая жидкость: давление перед инжектором $p_n = 90$ кПа, температура перед инжектором $t_n = 30^\circ\text{C}$; плотность $\rho = 1150$ кг/м³. Расход инжектируемой жидкости $G_n = 4000$ кг/ч; рабочий пар: давление перед инжектором $p_p = 400$ кПа, пар — сухой насыщенный. Температура $t_p = 143^\circ\text{C}$. Энтальпия $h_p = 2,74$ МДж/кг; удельный объем $v_p = 0,47$ м³/кг; показатель адиабаты $k_p = 1,13$. Требуемое давление жидкости за инжектором $p_c = 0,17$ МПа.

Решение 1. Определяется достижимый при заданных условиях коэффициент инжекции u по (9.18). Прежде всего определяем по (9.176) коэффициент C , входящий в расчетное уравнение (9.18),

$$Pr_1 = Pr_n = 0,09/0,4 = 0,225.$$

Соответствующее значение $\lambda_{p,n} = 1,6$;

$$C = \frac{2 \cdot 0,834}{0,9} \sqrt{\frac{1,13}{2,13}} \sqrt{0,47 \cdot 1,154 \cdot 400 \cdot 1,6} = 1000.$$

Достижимый коэффициент инжекции

$$u = \frac{1000 \sqrt{90 - p_k}}{(170 - 90) + (2 - 0,81)(90 - p_k)} - 1 = \\ = \frac{1000 \sqrt{90 - p_k}}{80 + 1,19(90 - p_k)} - 1.$$

Это уравнение решается методом последовательных приближений: задаваясь произвольным значением u , определяем соответствующее значение p_k и по (9.18) проверяем принятое значение u . Зависимость p_k от u находится по t_k , определенной из теплового баланса. Результаты расчета приведены на рис. 9.12.

Уравнение (9.18) имеет два решения, соответствующие минимальному и максимальному коэффициентам инжекции $u_{\min} = 8,5$ при $p_k = 89,5$ кПа; $u_{\max} = 50$ при $p_k = 8,8$ кПа. Принимаем $u = 50$.

2. Основной геометрический параметр инжектора — отношение сечений камеры смешения и критического сечения сопла f_3/f_{p*} , обеспечивающий реализацию достижимого коэффициента инжекции, определяется из (9.15):

$$\frac{f_3}{f_{p*}} = \sqrt{\frac{1,13}{2} \frac{2,13}{2,13}} \sqrt{\frac{400}{90 - 8,8 \cdot 1150 \cdot 0,47} (1 + 50)} = 2,14.$$

Отношение выходного сечения рабочего сопла к критическому определяется по газодинамической функции φ : при $Pr_n = 0,225$ $q_p = 0,703$; $f_{p1}/f_{p*} = 1/f_{p*} = 1/0,703 = 1,42$.

3. Расчет характеристики инжектора производится по (9.10):

$$p_c = 400 \left[0,225 \frac{1,42}{2,14} + \frac{0,834}{0,90} \cdot 1,13 \left(\frac{2}{2,13} \right)^{0,13} \times \right. \\ \times 1,60 \frac{1}{2,14} - (1 - 0,5 \cdot 0,81) \cdot 1,13 \left(\frac{2}{2,13} \right)^{0,13} \times \\ \times \frac{1}{1150 \cdot 0,47} \left(\frac{1}{2,14} \right)^2 (1 + u)^2 \left. + \left(1 - \frac{1,42}{2,14} \right) \cdot 90 = \right. \\ \left. = 264,5 - \frac{(1 + u)^2}{26} \right].$$

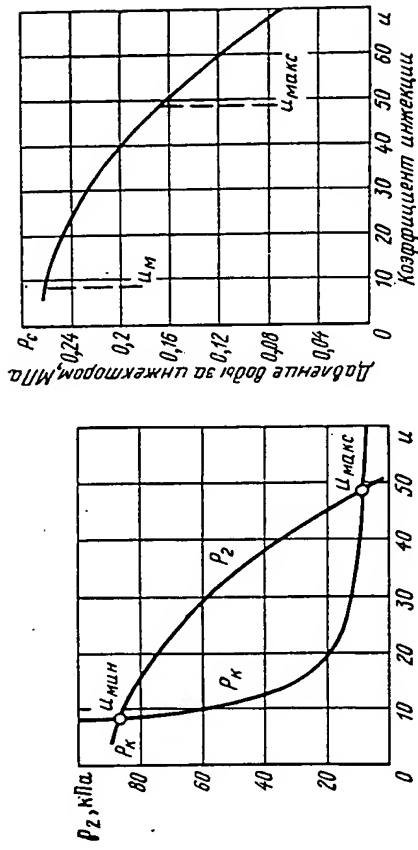


Рис. 9.12. Зависимость давлений p_2 и p_k в камере смешения от коэффициента инжекции u (к примеру 9.1)

Расчетная характеристика представлена на рис. 9.13.

4. Для определения предельных коэффициентов инжекции (максимального и минимального) определяется зависимость давления в начале камеры смешения p_2 от u по (9.13):

$$p_2 = 90 - \frac{1,13}{2} \left(\frac{2}{2,13} \right)^{0,13} \left(\frac{1}{2,14} \right)^2 \frac{400}{1150 \cdot 0,47} \times \\ \times (1 + u)^2 = 90 - 0,0325 (1 + u)^2.$$

Зависимость давления p_2 от u представлена ниже:

u	5	10	20	40	50
p_2 , кПа	89	86	75	35	5

Из рис. 9.12 по пересечениям кривых p_k и p_2 находятся $u_{\min} = 9$ и $u_{\max} = 49$.

5. Абсолютные размеры инжектора;
расход рабочего пара

$$G_p = 4000/(1 + 49) = 80 \text{ кг/ч};$$

критическое сечение рабочего сопла

$$f_{p*} = \frac{80 \cdot 10^6}{3600 \cdot 203} \sqrt{\frac{4}{0.47}} = 37.5 \text{ мм}^2;$$

откуда диаметр критического сечения сопла $d_{p*} = 7 \text{ мм}$;
диаметр выходного сечения рабочего сопла

$$d_1 = 7\sqrt{1.42} = 8.35 \text{ мм};$$

диаметр камеры смещения

$$d_3 = 7\sqrt{2.14} = 10 \text{ мм}.$$

9.3. Экспериментальное исследование инжектора и проверка расчетных уравнений

Испытывавшийся инжектор изображен на рис. 9.14. Конструкция его допускала смену камер смещения и рабочих сопел. Имелась возможность изменить осевое положение сопла (в пределах 27 мм). Измерения давления в начале и конце камеры смещения производились лишь при камере смещения с $d_3 = 47 \text{ мм}$. В опытах были использованы рабочие сопла и камеры смещения, основные размеры которых приведены в табл. 9.1.

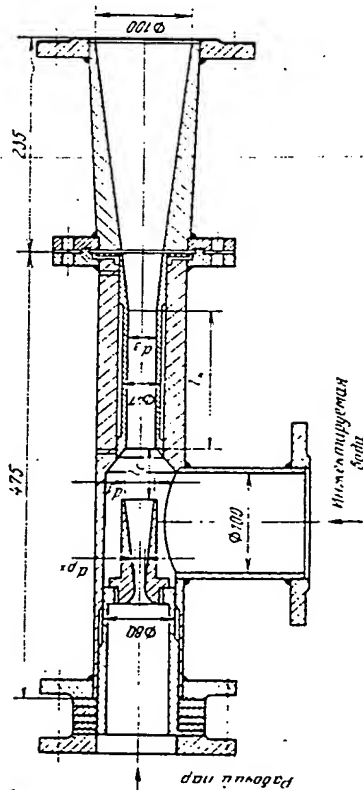


Рис. 9.14. Экспериментальный пароводяной инжектор

Таблица 9.1. Основные размеры сопел и камер смещения пароводяного инжектора

Рабочие сопла			Камеры смещения		
Диаметр критического сечения $d_{p*}, \text{ мм}$	Диаметр выходного сечения $d_1, \text{ мм}$	Угол раствора сопла, град	Диаметр цилиндрического участка $d_3, \text{ мм}$	Длина цилиндрического участка $l_k, \text{ мм}$	Длина входного конического участка $l_{dk}, \text{ мм}$
15	15	—	30	160	9
15	20	3	20	100	19
15	30	10	20	50	66
15	40	12	20	0	117
20	20	—	—	—	—

9.3.1. Расстояние сопла от камеры смещения

Оптимальное положение рабочего сопла должно определяться экспериментальным путем. Опыты с различными расстояниями сопла от камеры смещения проводились для инжектора с двумя камерами смещения: $d_3 = 47 \text{ мм}$ и $d_3 = 30 \text{ мм}$. При работе инжектора с камерой смещения $d_3 = 47 \text{ мм}$ характеристики $\Delta p_c = f(u)$ для различной длины сопла $l_c = 26,5 \text{ мм}$ и $l_c = 1 \text{ мм}$ практически совпадают (рис. 9.15). Опыты характеристики сопла совпадают с расчетными.

При работе инжектора с камерой смещения $d_3 = 30 \text{ мм}$, так же как и с камерой смещения $d_3 = 47 \text{ мм}$, положение сопла не оказывает заметного влияния на протекание пологой части характеристики $\Delta p_c = f(u)$, которая, как видно из рис. 9.16, близка к расчетной.

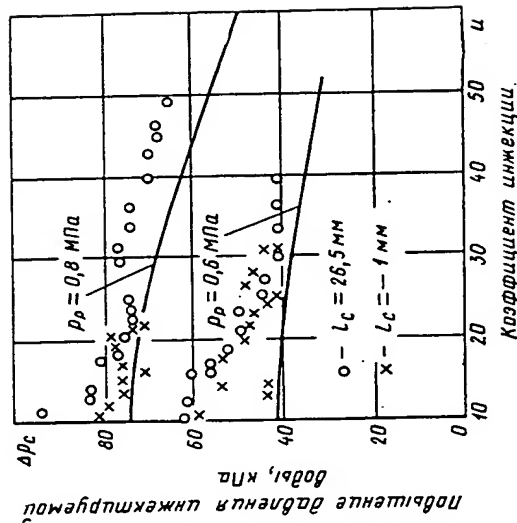


Рис. 9.15. Характеристики $\Delta p_c = f(u)$ при различных расстояниях сопла от камеры смещения:

○ — $d_3 = 15 \text{ мм}$; $d_1 = 40 \text{ мм}$; $d_3 = 47 \text{ мм}$; $p_n = 80 \text{ кПа}$; $t_n = 11,5^\circ \text{C}$;
— — расчетные характеристики

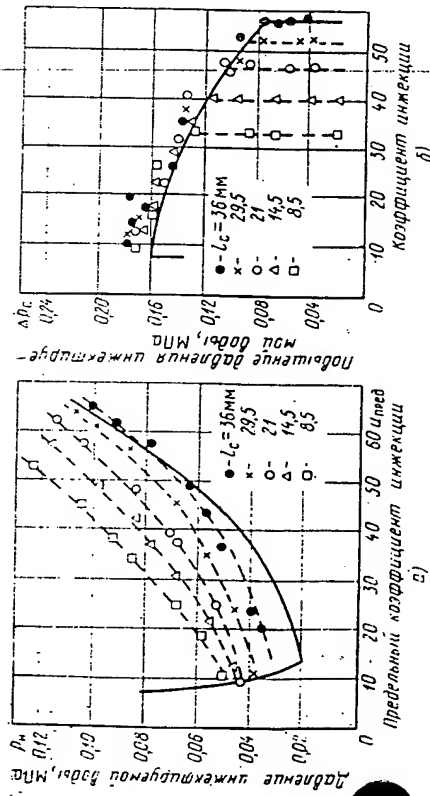


Рис. 9.16. Характеристика инжектора при различных расстояниях сопла от камеры смешения:

$d_{p*} = 15$ мм; $d_* = 20$ мм; $d_n/p_* = 30$ мм ($f_3/f_{p*} = 4$); $a - p_p = 0.6$ МПа, $t_p = 220$ °С, $p_c = 0.1$ МПа, $t_n = 1.5$ °С; $b - p_p = 0.6$ МПа, $p_c = 80$ кПа, $t_n = 1.5$ °С; расчетные характеристики

Существенное влияние оказывает положение сопла на предельный коэффициент инжекции: чем меньше расстояние сопла от камеры смешения, тем меньше предельный коэффициент инжекции (см. рис. 9.16). Это можно объяснить тем, что при малых расстояниях сопла от камеры смешения рабочий пар не успевает полностью конденсироваться в приемной камере и занимает часть входного сечения камеры смешения, уменьшая тем самым сечение для прохода воды. При увеличении расстояния сопла от камеры смешения предельный коэффициент инжекции увеличивается, но это увеличение постепенно замедляется. При максимальном расстоянии сопла от камеры смешения ($l_c = 36$ мм) предельный коэффициент инжекции близок к расчетному. Можно полагать, что дальнейшее увеличение l_c не приведет к заметному увеличению предельного коэффициента инжекции. Такая же закономерность наблюдалась при различных давлениях рабочего пара и различных диаметрах выходного сечения сопла. Исходя из полученных результатов все опыты с другими камерами смешения и рабочими соплами проводились при максимальном расстоянии сопла от камеры смешения.

9.3.2. Основной геометрический параметр инжектора

На рис. 9.17 приводятся сравнение расчетных характеристик с опытными для давления инжектируемой воды $p_n = 80$ кПа и ее температуры 2—18 °С при различных значениях f_3/f_{p*} . Как видно из рис. 9.17, расчетные характеристики во всех случаях удовлетво-

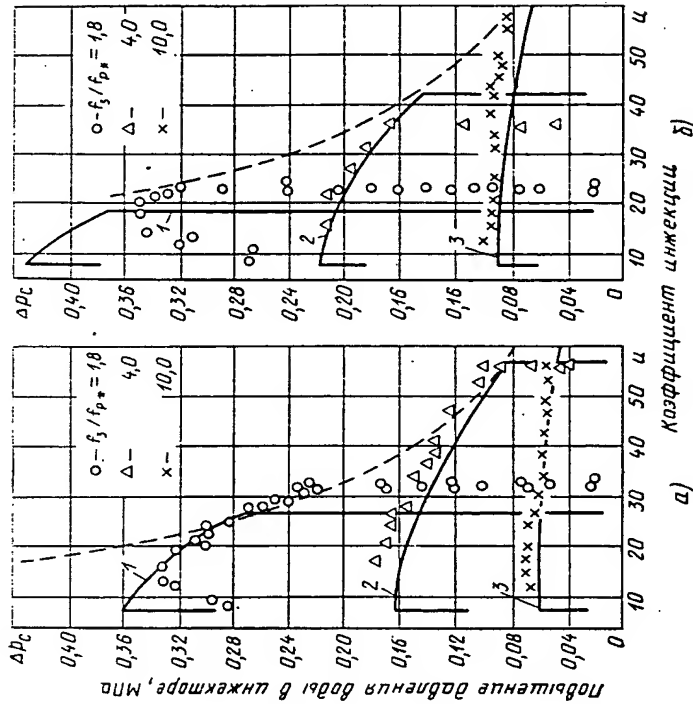


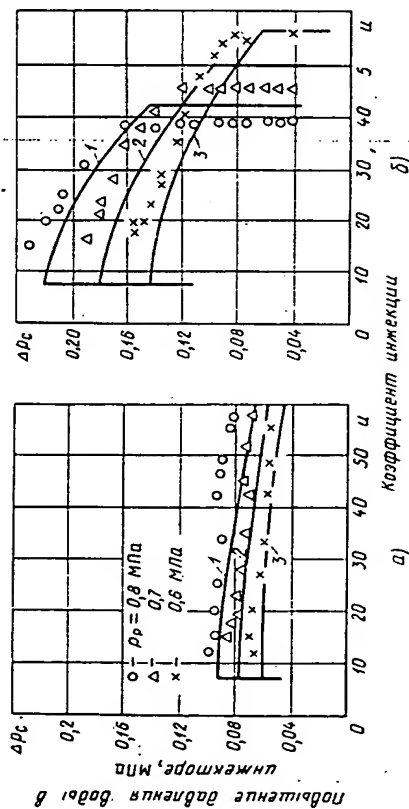
Рис. 9.17. Характеристики $\Delta p_c = f(\delta)$ при различных f_3/f_{p*} :

— — — достигшие коэффициенты инжекции по (9.18); — — — расчетные характеристики по (9.10); 1 — $f_3/f_{p*} = 1.8$ ($d_n = 20$ мм; $d_{p*} = 15$ мм); 2 — $f_3/f_{p*} = 4.0$ ($d_n = 30$ мм; $d_{p*} = 15$ мм); 3 — $f_3/f_{p*} = 10.0$ ($d_n = 47$ мм; $d_{p*} = 15$ мм); $a - p_p = 0.6$ МПа; $b - p_p = 0.8$ МПа

рительно совпадают с опытными. Лишь при $f_3/f_{p*} = 1.8$ и $p_p = 0.8$ МПа повышение давления инжектируемой воды меньше расчетного, что объясняется, по-видимому, тем, что при этих условиях режим работы инжектора близок к срыву. Действительно, рис. 9.12, а показывает, что при $f_3/f_{p*} = 1.8$ и $p_p = 0.8$ МПа расчетное минимальное давление инжектируемой воды составляет около 0,6 ат. Опытные точки, нанесенные на рис. 9.17, относятся к давлению инжектируемой воды 80 кПа. При $f_3/f_{p*} = 1.8$ и $p_p = 0.8$ МПа давление инжектируемой воды близко к минимальному. На этом режиме инжектор работает с предельным коэффициентом инжекции, почти равным расчетному, но не создает расчетного повышения давления инжектируемой воды. Такое явление наблюдалось и в других опытах, когда инжектор работал в режиме, близком к срыву. Для того чтобы при этих условиях реализовать теоретически возможные повышения давления воды в инжекторе Δp_c , необходимы, по-видимому, более тщательное выполнение проточной части, точный выбор расстояний между соплом и камерой смешения и т. п. Для других значений f_3/f_{p*} , при которых проводились экспериментальные исследования, т. е. при f_3/f_{p*}

равных 4,0 и 10,0, расчетное минимальное давление инжектируемой воды значительно ниже 80 кПа, и для этих режимов опытные точки значительно лучше описываются расчетными характеристиками.

9.3.3. Характеристики инжектора при различных давлениях рабочего пара и инжектируемой воды



Как следует из расчетных уравнений, повышение давления рабочего пара приводит к повышению величины Δp_c и одновременно к снижению предельного коэффициента инжекции $k_{инж, макс.}$. При повышении давления рабочего пара до определенной величины максимальный и минимальный коэффициенты инжекции совпадают и наступает срыв работы инжектора. Чем ближе режим работы инжектора к срывному режиму, тем хуже совпадают опытные значения Δp_c с расчетными (рис. 9.18). Так, при $f_3/f_{p*} = 10$ и $f_3/f_{p*} = 4$ режим работы инжектора далеко от срывного и расчетные характеристики близки к опы-

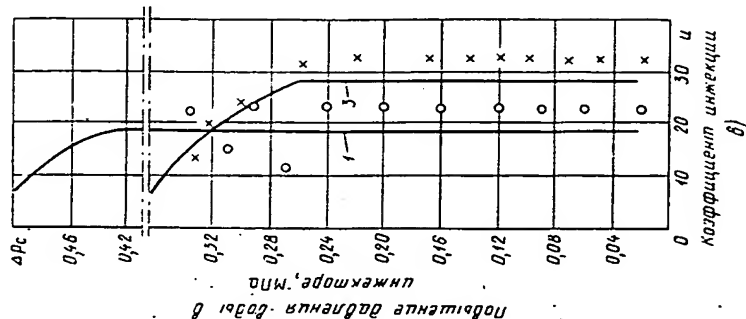


Рис. 9.18. Характеристики $\Delta p_{\Sigma} = f(u)$ при различных давлениях рабочего пара: $p_{\text{н}} = 80$ кПа; $t_{\text{н}} = 2 \div 18^\circ\text{C}$; $\frac{1}{\rho_{\text{н}}} =$ — расчетные характеристики; $1 - p_{\text{р}} = 0,8$ МПа; $2 - p_{\text{р}} = 0,7$ МПа; $3 - p_{\text{р}} = 0,6$ МПа; $a - 1/1, p_{\text{р}} = 10,0$; $b - 1/1, p_{\text{р}} = 1,8$.

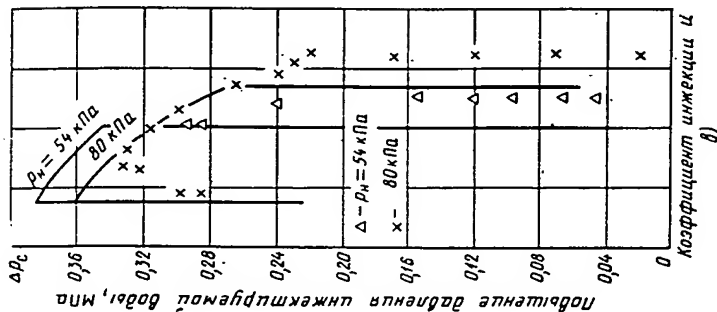
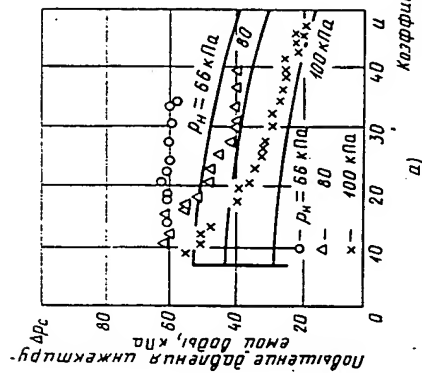


Рис. 9.19. Характеристики $\Delta p_c = f(u)$ при различных давлениях инжектируемой жидкости p_1 : — 2 + 18 °C; — — — рас-
 $p = 0,6$ МПа; $t_{II} = 2 + 18$ °C; — — — рас-
 четные характеристики: $a = f_0/p_c = 10,0$; $b =$
 $f_0/p_c = 4,0$; $\theta = a/f_0 = 1,8$

ным при всех трех давлениях рабочего пара p_c : 0,6; 0,7 и 0,8 МПа.

При $f_3/f_{p.18} = 1,8$ и $p_p = 0,6$ МПа (см. рис. 9.18, в) опытная характеристика $\Delta p_{p.18}$ близка к расчетной, а при $p_p = 0,8$ МПа, когда режим работы инжектора близок к срывному, опытные значения пикового ниже расчетных. Такое же положение имеет место и при изменении давления инжектируемой воды (рис. 9.19).

Снижение давления инжектируемой воды приводит к снижению предельного коэффициента инжекции $\alpha_{\text{инж.крит.}}$. При снижении давления инжектируемой воды до определенного минимального коэффициенты инжекции работы инжектора. Чем ниже давление инжекторов инжекции, при которых мо-

характеристика при $p_n = 82$ кПа и $p_n =$
расчетной, а при $p_n = 32$ кПа, т. е.

При $f_3/f_{p*} = 1,8$ (см. рис. 9.19, в) режим работы инжектора при $p_n = 54$ кПа уже близок к срывному, поэтому эта характеристика значительно ниже расчетной. Опытная характеристика при $p_n = 80$ кПа удовлетворительно совпадает с расчетной.

9.3.4. Влияние диаметра выходного сечения сопла

В случае, когда степень расширения рабочего пара соответствует отношению выходного сечения сопла к критическому, давление пара в выходном сечении сопла равно давлению инжектируемой воды. По-

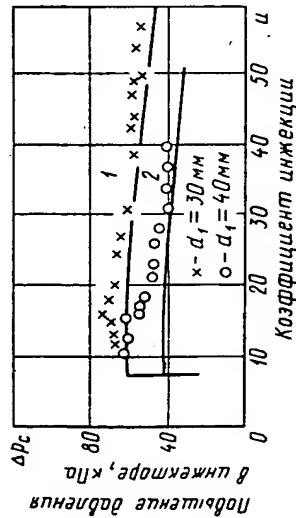


Рис. 9.20. Характеристики $\Delta p_c = f(\psi)$ при различных диаметрах выходного сечения рабочего сопла:

$\rho_p = 0.6 \text{ МПа}$; $\rho_H = 80 \text{ кПа}$; $t_H = 2 + 18^\circ \text{C}$; $d_0 = 47 \text{ мм}$; $d_{0*} = 15 \text{ мм}$ ($f/f_{0*} = 10$); — — — расчетные характеристики; $1 - d_1 = 30 \text{ мм}$; $2 - d_1 = 40 \text{ мм}$

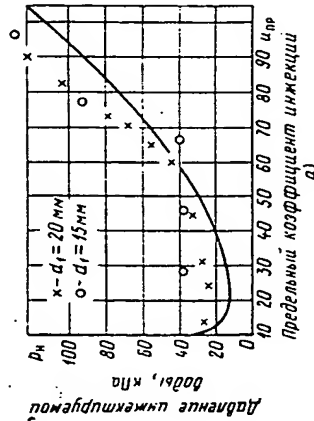
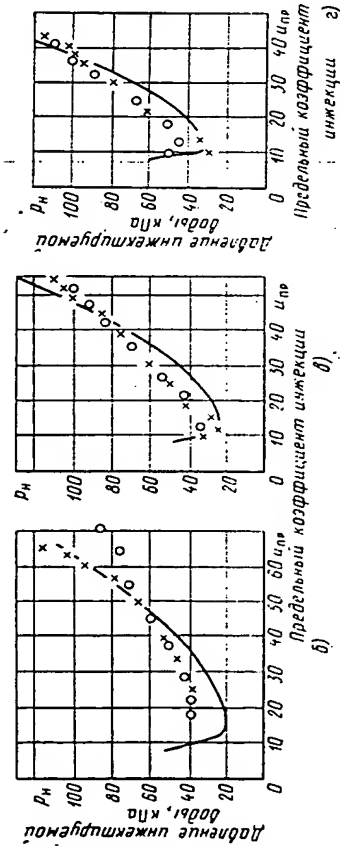


Рис. 9.21. Характеристики $\rho_{\text{н}} = f(u_{\text{нр}})$ при различных d_1 : $d_0 = 30$ мм; $d^* = 15$ мм ($f_{\text{нр}}^* = 4$); $t_{\text{н}} = 2 \div 18^\circ\text{C}$; — расчетные характеристики $a - \rho_{\text{н}} = 0.4$ МПа; $b - \rho_{\text{н}} = 0.6$ МПа; $g - \rho_{\text{н}} = 0.8$ МПа; $z - \rho_{\text{н}} = 1$ МПа



тери пара при конденсації пара в воді в цьому випадку, по-видимому будуть мінімальними.

Экспериментальная проверка подтвердила, что чем ближе выходное сечение согла f_{p1}/f_{p*} к расчетному при данной степени расширения рабочего пара p_0/p_{01} , тем выше Δp_c (рис. 9.20).

Предельный коэффициент инжекции, как следует из (9.14), не зависит от выходного сечения рабочего сола. Проведенная экспериментальная проверка аппаратов с различными d_1 подтвердила это положение (рис. 9.21).

9.3.5. Характеристики пароводяных инжекторов с различными формами камер смешения

Как известно, в пароструйных компрессорах и эжекторах конденсационных установок переход от цилиндрической камеры смешения к конической приводит к увеличению предельного коэффициента инжекции и снижению развиваемой эжектором степени сжатия.

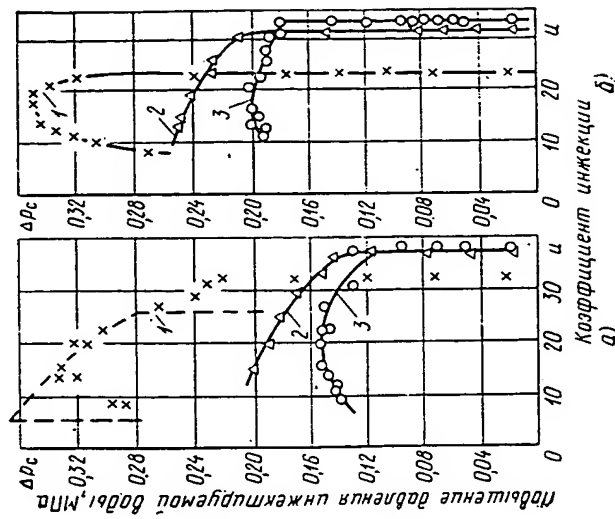


Рис. 9,22. Характеристики паровых индукторов с различными формами камеры смешения: $d_{p_2} = 15$ мм; $d_1 = 20$ мм; $d_3 = 20$ мм ($f_{p_2} = 1,8$); $p_H = 80$ кПа; $t_H = 217,18^\circ\text{C}$; $a - p_2 = 0,6$ МПа; $\delta - p_2 = 0,8$ МПа; длина цилиндрического участка камеры смешения: $l - l_{K, \text{с}} = 100$ мм; $2 - l_{K, \text{с}} = 50$ мм; $3 - l_{K, \text{с}} = 0$ мм.

Такое же влияние оказывает переход от цилиндрической камеры смещения к конической и на работу пароводяного эжектора (рис. 9.22). Переход к конической камере смещения при $f_{\text{в}}/p_{\text{в}} = 1,8$ снижает, как видно из рис. 9.22, Δp_c почти в 2 раза и увеличивает предельный коэффициент инжекции на 20—30 %.

9.3.6. Работа инжектора при повышенных температурах инжектируемой воды

На основании рис. 9.8 построены расчетные зависимости предельного коэффициента инжекции α_{\max} от температуры инжектируемой воды при давлении рабочего пара $p_p = 0,6$ МПа, давлениях инжектируемой воды $p_n = 100; 80$ и 54 кПа и минимальном противодавлении. Эти характеристики для инжектора с отношением сечений $f_3/f_{p*} = 4$ представлены на рис. 9.23. Там же нанесены и результаты соответствующих опытов при цилиндрической камере смешения.

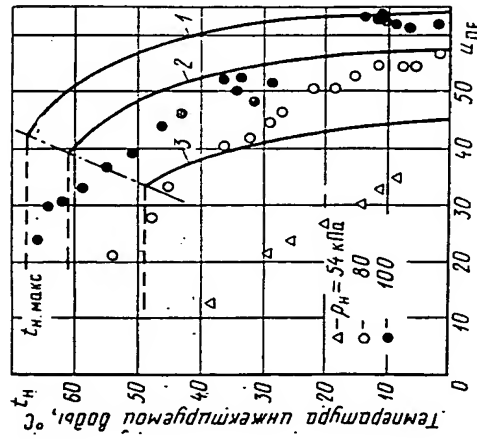


Рис. 9.23. Зависимость предельного коэффициента инжекции от температуры инжектируемой воды для инжектора с цилиндрической камерой смешения:

$d_1 = 30$ мм; $d_{p*} = 15$ мм; $d_2 = 20$ мм ($f_1/f_{p*} = 4$); $f_{k.c} = 100$ мм; $p_p = 0,6$ МПа; $p_c = 0,1$ МПа; — — — расчетные зависимости: $I - p_n = 0,1$ МПа; 2 — 80 кПа; 3 — 54 кПа

Сравнение опытных характеристик с расчетными показывает, что повышение температуры инжектируемой воды приводит в действительности к большему снижению предельного коэффициента инжекции, чем это следует из расчетных характеристик. Как указывалось выше, можно предположить, что при повышенных температурах инжектируемой воды процесс конденсации не успевает завершиться в приемной камере и некоторая часть входного сечения камеры смешения оказывается занятой несконденсировавшимся рабочим паром. В результате этого уменьшается сечение для прохода инжектируемой воды и соответственно уменьшается предельный коэффициент инжекции.

9.4. Дроссельно-увлажнительные струйные аппараты

Принцип работы таких аппаратов приведен в [46]. На рис. 9.24 изображена принципиальная схема такого аппарата и показан характер измерения давления, скорости, удельной энтальпии и температуры среды вдоль проточной части этого аппарата. По трубопроводу P к соплу I подводится перегретый пар с давлением p_0 , удельной энтальпией h_0 и температурой T_0 .

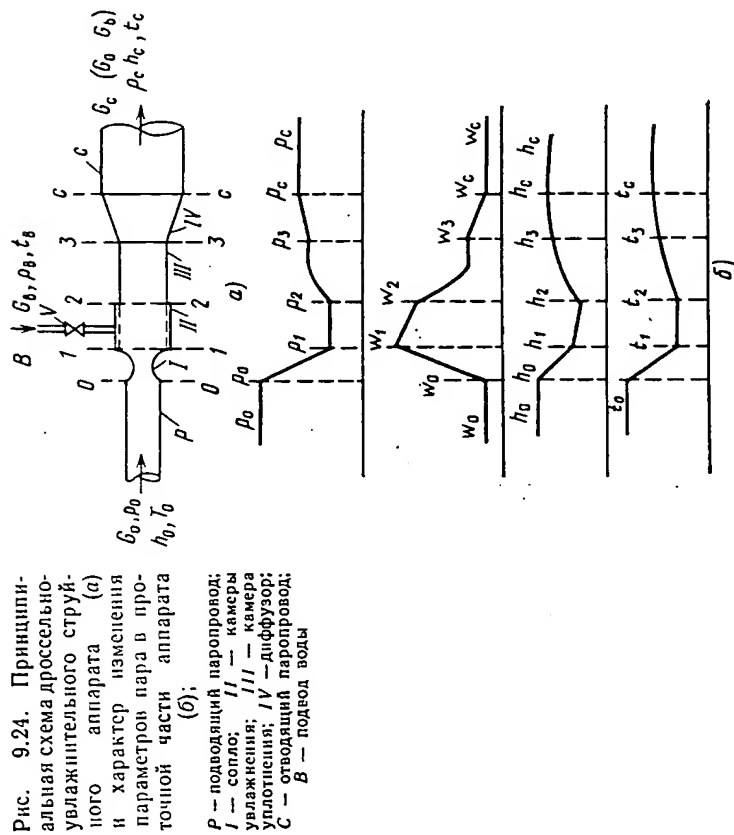


Рис. 9.24. Принципиальная схема дроссельно-увлажнительного струйного аппарата (а) и характер изменения параметров пара в проточной части аппарата (б);
 P — подводный паропровод;
 I — сопло; II — камера увлажнения; III — камера уплотнения; IV — диффузор; V — отводящий паропровод; B — подтег воды

В сопле I пар расширяется, при этом давление его падает, а скорость растет и в выходном сечении сопла $I-I$ достигает сверхкритического значения $w_1 > a_{0*}$. В выходном сечении сопла $I-I$ устанавливается давление $p_1 = P, p_0 < p_0$, где p_0 — давление в водоподводящем трубопроводе. Под действием разности давлений $\Delta p = p_0 - p_1$ вода поступает в камеру увлажнения II , смешивается с паровым потоком и увлажняет его. В выходном сечении $2-2$ камеры увлажнения давление $p_2 = p_1$, скорость пара $w_2 < w_1$, а удельная энтальпия $h_2 < h_1$. Далее пар поступает в камеру уплотнения III . Поскольку скорость пара больше критической, а сечение камеры III постоянно, возникает прямой скачок уплотнений, в результате которого давление пара возрастает. В выходном сечении камеры уплотнения $3-3$ давление $p_3 > p_2$, скорость $w_3 < w_2$, удельная энтальпия $h_3 > h_2$. Затем пар проходит через диффузор IV , в котором происходит превращение кинетической энергии пара в потенциальную. При давлении $p_c > p_3$ с удельной энтальпией $h_c < h_0$ пар отводится из аппарата. Преимущество дроссельно-увлажнительных струйных аппаратов по сравнению с обычными дроссельно-увлажнительными установками заключается в простоте устройства и экономии электроэнергии на подачу воды на увлажнение. Последнее обеспечивается благодаря тому, что давление в камере увлажнения ниже давления на входе и на выходе из аппарата.

9.4.1. Метод расчета

Рассмотрим метод расчета дроссельно-увлажнительных струйных аппаратов. Заданы: расход G_0 , кг/с, и параметры пара перед аппаратом: p_0 , Па, h_0 , кДж/кг, t_0 , °C, ρ_0 , кг/м³; требующиеся параметры пара после аппарата: p_c , Па, h_c , кДж/кг, t_c , °C, ρ_c , кг/м³; располагаемые параметры воды для увлажнения: p_a , Па, h_a , кДж/кг, t_a , °C.

Из теплового баланса определяется удельный расход воды на увлажнение l кг перегретого пара:

$$\mu = (h_0 - h_c) / (h_c - h_a). \quad (9.19)$$

Задается перепад давлений между водоподводящим трубопроводом и камерой увлажнения:

$$\Delta p_a = p_a - p_1. \quad (9.20)$$

Определяют давление в камере увлажнения:

$$p_1 = p_2 = p_a - \Delta p_a. \quad (9.21)$$

По относительному давлению $P_1 = p_1 / \rho_0$ в выходном сечении сопла $I-I$ определяют приведенную скорость парового потока λ в этом сечении. Определяют критическую скорость пара a_{0*} перед аппаратом по (1.10). Определяют скорость пара, м/с, и его энтальпию, кДж/кг, в выходном сечении сопла $I-I$ по формулам

$$\omega_1 = \varphi_1 \lambda a_{0*}; \quad (9.22)$$

$$h_1 = h_0 - \omega_1^2 / 2000, \quad (9.23)$$

где φ_1 — коэффициент скорости сопла, рекомендуется принимать $\varphi_1 = 0,95$.

Определяют параметры парового потока перед камерой уплотнения по формулам

$$\begin{aligned} p_2 &= p_1; \\ \omega_2 &= \omega_1 \frac{\omega_1}{1 + \mu}; \\ h_2 &= h_c - \frac{\omega_2^2}{2000}, \end{aligned} \quad (9.24)$$

где φ_2 — коэффициент скорости камеры увлажнения, рекомендуется принимать $\varphi_2 = 0,95$.

Определяют критическую скорость пара a_{c*} после аппарата по (1.10).

Определяют приведенную скорость пара перед скачком уплотнения по формуле

$$\lambda_2 = \omega_2 / a_{c*}. \quad (9.25)$$

Определяют параметры потока после скачка уплотнения: давление p_3 по (1.65a), скорость ω_3 по (1.55), энтальпию по формуле

$$h_3 = h_c - \omega_3^2 / 2000. \quad (9.26)$$

Определяют давление пара на выходе из диффузора по формуле

$$p_c = p_3 \left[\frac{k-1}{2k} \varphi_3^2 \omega_3^2 \frac{p_3}{p_3} + 1 \right]^{\frac{k}{k-1}}, \quad (9.27)$$

где φ_3 — коэффициент скорости диффузора, рекомендуется принимать $\varphi_3 = 0,9$.

Геометрические размеры сопла рассчитываются по (2.42), (2.44b) и (2.45).

Пример 9.2. Заданы параметры пара перед дроссельно-увлажнительным струйным аппаратом: $p_0 = 1,4$ МПа; $t_0 = 260$ °C; $h_0 = 2951$ кДж/кг; $\rho_0 = 0,1674$ м³/кг; $\rho_0 = 5,97$ кг/м³. Требующиеся параметры пара после аппарата: $p_c = 0,5$ МПа; $t_c = 160$ °C; $h_c = 2767$ кДж/кг; $\rho_c = 0,3836$ м³/кг; $\rho_c = 2,61$ кг/м³. Располагаемые параметры воды для увлажнения: $p_a = 0,15$ МПа; $t_a = 80$ °C; $h_a = 335$ кДж/кг.

Решение. По (9.19) $\mu = (2951 - 2767) / (2767 - 335) = 0,075$.

Принимаем $\Delta p_a = 0,04$ МПа. Давление в камере увлажнения по (9.21) $p_1 = 0,15 - 0,04 = 0,11$ МПа.

Критическая скорость пара перед аппаратом по (1.10)

$$a_{0*} = \sqrt{\frac{2,26}{2,13} \frac{1,4}{5,97} 10^6} = 500 \text{ м/с}.$$

Параметры пара в выходном сечении сопла по (9.22) и (9.23):

$$P_1 = p_1 / \rho_0 = 0,11 / 1,4 = 0,0786; \quad \lambda_1 = 2,04;$$

$$\omega_1 = 0,95 \cdot 500 \cdot 2,04 = 969 \text{ м/с}; \quad h_1 = 2951 - 969^2 / 2000 = 2482 \text{ кДж/кг};$$

$$t_1 = 110 \text{ °C}.$$

Параметры потока перед камерой уплотнения по (9.24):

$$p_2 = p_1 = 0,11 \text{ МПа}; \quad \omega_2 = 0,95 \cdot 969 / 1,075 = 856 \text{ м/с};$$

$$h_2 = 2767 - 856^2 / 2000 = 2401 \text{ кДж/кг}; \quad t_2 = 110 \text{ °C}.$$

Критическая скорость пара после аппарата по (1.10):

$$a_{c*} = \sqrt{\frac{2,26}{2,13} \frac{500 \cdot 0,000}{2,61}} = 484 \text{ м/с}.$$

Приведенная скорость пара перед скачком уплотнения по (9.25):

$$\lambda = 856 / 484 = 1,76.$$

Параметры пара после скачка по (1.65a), (1.55) и (9.26):

$$p_3 = 1,1 \left[\frac{1,76^2 - 0,13/2,13}{1 - 1,76^2 \frac{0,13}{2,13}} \right] = 0,416 \text{ МПа};$$

$$\omega_3 = 484^2 / 856 = 274 \text{ м/с};$$

$$h_3 = 2767 - 274^2 / 2000 = 2730 \text{ кДж/кг};$$

$$t_3 = 145 \text{ °C}; \quad \rho_3 = 2,24 \text{ кг/м}^3.$$

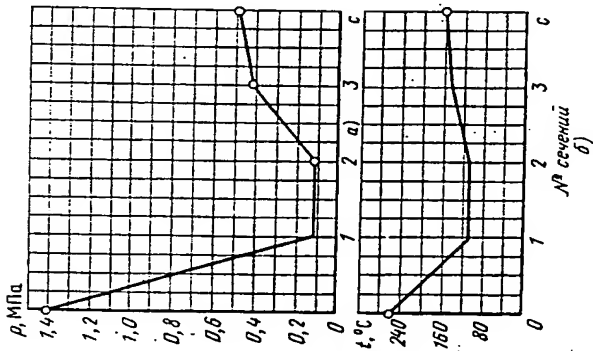


Рис. 9.25. Сопоставление расчетных данных с результатами эксперимента:
а — режим давлений; б — режим температур;
— — расчет; ○ — опыт

Параметры пара на выходе из диффузора по (9.27):

$$p_c = 0,416 \left[\frac{0,13}{2,13} \cdot 0,9^2 \cdot 274^2 \cdot \frac{2,24}{416000} + \frac{1,13}{0,13} \right] = 0,494 \text{ МПа};$$

$$h_c = 2767 \text{ кДж/кг}; t_c = 160^\circ\text{C}.$$

На рис. 9.25 показано сопоставление результатов вышепроведенного расчета с экспериментальными данными [46], полученными для этих же исходных условий.

Как видно из приведенных данных, результаты расчета вполне удовлетворительно совпадают с результатами эксперимента, что свидетельствует о достаточной надежности рекомендуемого метода расчета.

9.4.2. Метод построения характеристики $p_c = f(p_0, \mu)$

Задано: $f_{p*}, f_{p_0}, p_0, T_0, \mu, h_0$. Определить p_c, t_c .
Определяют энтальпию увлажненного пара:

$$h_c = \frac{h_0 + \mu h_{p*}}{1 + \mu} \quad (9.28)$$

Задается предварительное давление p_c по известным p_c и h_c находят p_c .

Определяют приведенные массовые скорости паровых потоков перед аппаратом и после него (на выходе из диффузора):

$$a_{0*} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \frac{p_0}{\rho_0}}; \quad a_{c*} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \frac{p_c}{\rho_c}} \quad (9.29)$$

Находят давление пара на выходе из диффузора по (9.27):

$$p_c = p_0 \left[\frac{k-1}{2k} \left(\frac{2}{\phi_0^2} \frac{\rho_0}{\rho_c} + 1 \right) \right]^{\frac{k}{k-1}}$$

На основе (1.65а)

$$\left. \begin{aligned} p_3 &= p_1 p_0 \frac{\lambda_2^2 - \frac{k-1}{k+1}}{1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_2^2}; \\ \lambda_2 &= \frac{\varphi_1 \varphi_2 \lambda_{0*}}{(1 + \mu) a_{c*}} \end{aligned} \right\} \quad (9.30)$$

Рекомендуется принимать коэффициенты скорости $\varphi_1 = 0,95; \varphi_2 = 0,95; \lambda_1$ и p_1 определяются по

$$q_1 = f_{p*}/f_{p_1} \quad (9.31)$$

$$w_3 = a_{c*}/\lambda_2 \quad (9.32)$$

$$h_3 = h_c - w_3^2/2000 \quad (9.33)$$

По известным значениям p_3 и h_3 находят p_c . По значениям p_c и h_c находят p_c . Если давление p_c , найденное по (9.27), не совпадает с предварительно принятым, то задаются новым, более близким значением p_c и повторяют расчет. Расход рабочего пара через сопло определяется по (2.43). Расход увлажненного пара

$$G_c = G_0(1 + \mu) \quad (9.34)$$

Пример 9.3. Рассчитать характеристику дроссельно-увлажнительного струйного аппарата для следующих условий: $f_{p*}/f_{p_0} = q_{p_1} = 0,35; p_0 = 1,4 \text{ МПа}; t_0 = 260^\circ\text{C}; p_{p_1} = 0,0806; h_0 = 2951 \text{ кДж/кг}; a_0 = 499 \text{ м/с}; \lambda_{p_1} = 2,03; h_p = 335 \text{ кДж/кг}$.

Аналогичные расчеты проведены при $p_0 = 2 \text{ МПа}$ и $p_0 = 1 \text{ МПа}$. Температура пара перед аппаратом при всех начальных давлениях принята $t_0 = 260^\circ\text{C}$. Результаты расчета приведены на рис. 9.26.

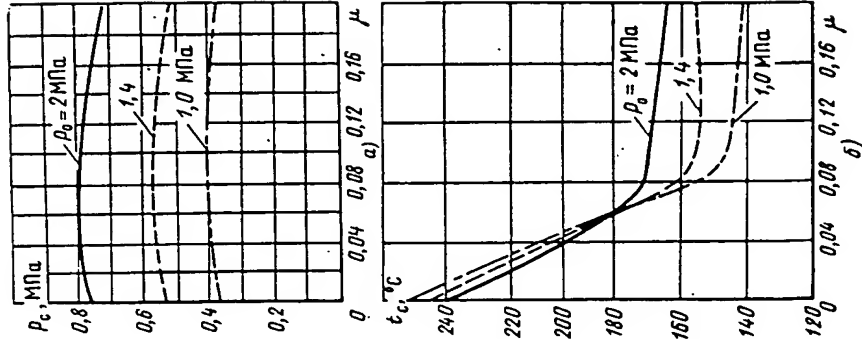


Рис. 9.26. Характеристики дроссельно-увлажнительного струйного аппарата:
 $t_0 = 260^\circ\text{C}; t_p = 80^\circ\text{C}; a - p_c = f(p_0, \mu);$
 $b - t_c = f(p_0, \mu)$

Характеристика	μ					
	0	0,05	0,75	0,10	0,15	0,20
	$h_c, \text{кДж/кг}$					
$(p)_{\text{предв}}, \text{МПа}$	2951	2826	2768	2713	2610	2515
$(p)_{\text{предв}}, \text{МПа}$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
$(p)_{\text{предв}}, \text{МПа/кг}$	0,469	0,410	0,384	0,368	0,350	0,333
$(p)_{\text{предв}}, \text{кг/м}^3$	2,13	2,44	2,60	2,71	2,86	3,0
$a_{\text{св}}, \text{м/с}$	499	466	451	442	430	420
$\lambda_2, \text{МПа}$	1,83	1,87	1,88	1,88	1,85	1,81
$p_2, \text{МПа}$	0,466	0,493	0,499	0,499	0,479	0,453
$w_2, \text{м/с}$	273	250	241	236	233	233
$h_2, \text{кДж/кг}$	2914	2795	2739	2685	2583	2488
$t_2, \text{м}^3/\text{кг}$	0,495	0,399	0,373	0,360	0,359	0,356
$p_3, \text{кг/м}^3$	2,02	2,51	2,68	2,78	2,79	2,81
$p_c, \text{МПа}$	0,53	0,56	0,566	0,565	0,544	0,519
$t_c, ^\circ\text{C}$	245	188	162	155	155	155
x	1,0	1,0	1,0	0,98	0,93	0,89

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

СМЕШИВАЮЩИЕ СТРУЙНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ

10.1. Экспериментальный стенд, методика проведения испытаний

В смешивающем струйном подогревателе в отличие от рассмотренного в предыдущей главе пароводяного инжектора рабочей средой является вода, а инжектируемой — пар, который при конденсации нагревает воду. Конденсация пара на струе воды протекает весьма интенсивно. Как следует из теоретических [2] и экспериментальных [38] исследований, коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к струе воды, отнесенный к поверхности цилиндрической струи, имеет порядок $10^6 \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{с} \cdot ^\circ\text{C})$.

В отличие от рассмотренных выше типов струйных аппаратов процессы, протекающие в струйном подогревателе, могут быть описаны и проанализированы пока лишь с качественной стороны. Теоретические исследования струйных подогревателей немногочисленны [54]. Пронести количественный расчет тепловых и гидравлических характеристик струйного подогревателя, учитывающий и конструктивные размеры аппарата, и режим его работы, пока не представляется возможным. В связи с этим в настоящей главе мы более подробно остановимся на результатах экспериментальных исследований струйных подогревателей, так как опытные данные являются пока единственным материалом, позволяющим проектировать эти аппа-

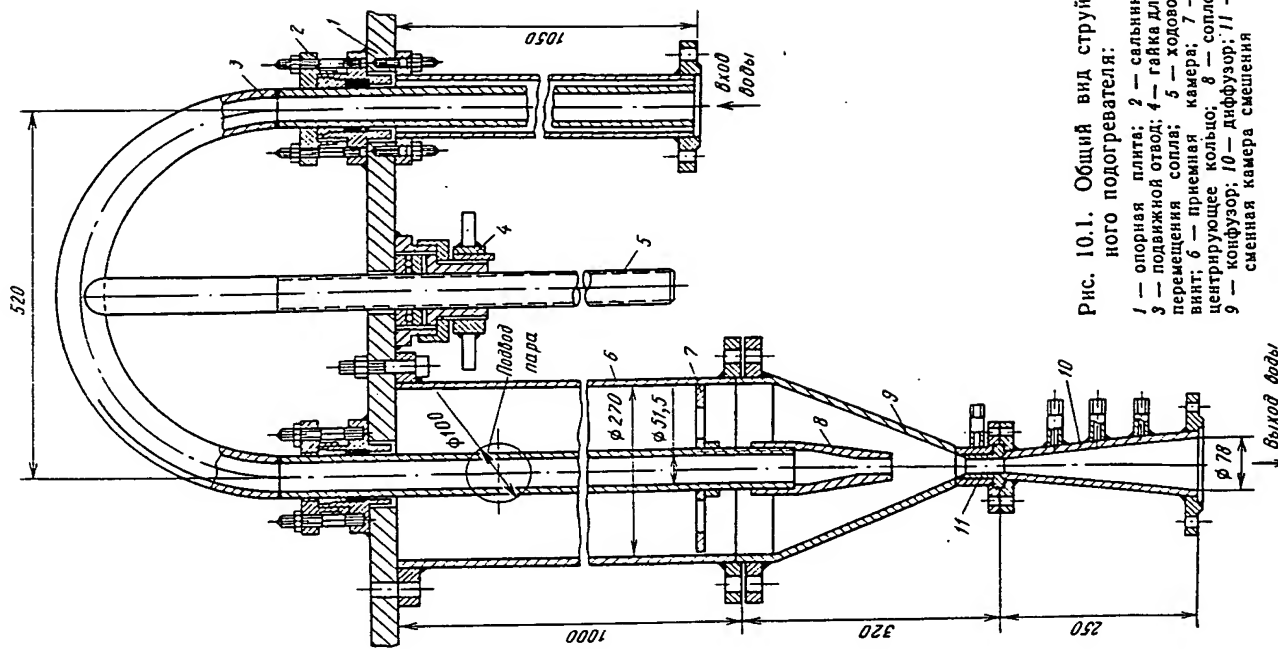


Рис. 10.1. Общий вид струйного подогревателя:

1 — опорная плита; 2 — сальник; 3 — подающий отвод; 4 — гайка для перемещения сопла; 5 — ходовой винт; 6 — приемная камера; 7 — центрирующее кольцо; 8 — сопло; 9 — конфузор; 10 — диффузор; 11 — сменная камера смешения

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.